

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh zahradního štěpkovače
Construction Design of the Garden Shredder

Student:

Michal Polášek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Kubín Tomáš, Ph.D.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Polášek**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Konstrukční návrh zahradního štěpkovače**
Construction Design of the Garden Shredder

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukci štěpkovače použitelného pro zahrádkáře. Maximální zpracovatelný průměr dřevin je 30mm. Pohon bude realizován pomocí elektromotoru (230V). V práci proveďte rozbor stávajících zařízení používaných na trhu. Zaměřte se i na hledisko bezpečnosti. Proveďte pevnostní kontrolu nejvíce namáhaných částí zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011
Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci Konstrukční návrh zahradního štěpkovače vypracoval samostatně pod vedením Ing. Tomáše Kubína, Ph.D. a uvedl jsem všechny použité zdroje a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 24.5.2012

Polášek Michal

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Polášek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Závodní 1456
687 25 Hluk

Poděkování

Za cenné rady, připomínky, ochotu a čas děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D..

Anotace bakalářské práce

POLÁŠEK M., *Konstrukční návrh zahradního štěpkovače : bakalářská práce*, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 47 s. Vedoucí práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem zahradního štěpkovače. Cílem práce je navrhnout štěpkovač sloužící pro zahradní účely s jednoduchou konstrukcí, aby se jednoduše ovládal, a byl zcela bezpečný. V úvodu práce je popsáno k čemu štěpkovače slouží a k čemu se využívá jejich produkt. První část práce obsahuje rešerši v oblasti štěpkovačů větví a rozbor zařízení dostupných na trhu. Poté následuje popis vlastní konstrukce štěpkovače s popisem bezpečnostních prvků a se základními konstrukčními výpočty. Součástí práce je 3D model navrženého stroje a výkresová dokumentace vybraných částí.

Annotation of bachelor study

POLÁŠEK M., *Construction Design of the Garden Shredder : Bachelor thesis*, Ostrava: VŠB – Technical University Of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 47 p. Thesis head: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

The bachelor thesis describes the construction design of the garden shredder. The goal is to design a garden shredder is used for purposes of simple design that is simply handled, and was completely safe. The introduction describes what are shredders and what they are using their product. The first part includes a search for shredders branches and analysis equipment available on the market. This is followed by a description of own design shredder with describing the security features and with basic design calculations. The work is 3D model of the proposed machine and drawings of selected sections.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitých symbolů a zkratk	8
Úvod	11
1 Rešerše štěpkovacích strojů a výrobců	12
1.1 Rozdělení podle výkonu.....	12
1.2 Rozdělení podle typu štěpkovacího mechanismu.....	13
1.3 Rozdělení podle typu pohonu.....	16
1.4 Rozdělení podle typu podávacího ústrojí.....	17
1.5 Rozdělení podle typu nosné konstrukce.....	18
1.6 Čeští výrobci štěpkovačů.....	18
1.7 Zahraníční výrobci štěpkovačů	20
2 Vlastní návrh včetně bezpečnostních prvků	21
3 Kontrolní výpočty	27
3.1 Výpočet střížné síly	28
3.2 Výpočet řemenového klínového převodu.....	30
3.3 Výpočet spojení hřídel – náboj	37
3.4 Výpočet hřídele	40
3.5 Výpočet ložisek.....	42
3.6 Výpočet osy přitlačné desky	43
3.7 Výpočet přitlačného šroubu.....	43
4 Závěr	45
Seznam použitých zdrojů a literatury	46
Seznam obrázků	46
Seznam tabulek	47
Seznam příloh	47

Seznam použitých symbolů a zkratek

A	osová vzdálenost	[mm]
A_{MAX}	maximální osová vzdálenost	[mm]
A_{MIN}	minimální osová vzdálenost	[mm]
A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[mm]
B	šířka ložiska	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	statická únosnost ložiska	[kN]
C_K	součinitel počtu řemenů	[-]
C_L	součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_P	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
C_α	součinitel vlivu úhlu opásání	[-]
D	velký průměr drážkování	[mm]
D_2	průměr malé řemenice	[mm]
D_3	průměr velké řemenice	[mm]
D_f	průměr frézy štěpkovače	[mm]
D_{fV}	průměr frézy štěpkovače Viking GE 103	[mm]
D_L	velký průměr ložiska	[mm]
D_o	průměr osy	[mm]
D_S	střední průměr drážkování	[mm]
F	obvodová síla působící na D_S	[N]
F_0	potřebné předpětí řemene	[N]
F_1	zatěžující síla hřídele	[N]
F_2	síla působící na bok těsného pera	[N]
F_{D2}	přenášená obvodová síla	[N]
F_R	radiální síla	[N]
$F_{stř}$	střižná síla štěpkovače	[N]
$F_{střV}$	střižná síla štěpkovače Viking GE 103	[N]
K	celkový počet řemenů	[-]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska	[hod]
L_{10M}	modifikovaná trvanlivost ložiska	[hod]
L_p	normalizovaná délka řemene	[mm]

L'_P	předběžná délka řemene	[mm]
M_{2MAX}	max. dovolený výstupní moment šnekové převodovky	[N·m]
$M_{2MAXvyst}$	max. výstupní moment šnekové převodovky	[N·m]
M_K	kroutící moment	[N·m]
M_{K2}	kroutící moment na hřídeli šnekové převodovky	[N·m]
M_{K2V}	kroutící moment na fréze štěpkovače Viking GE 103	[N·m]
M_{K3}	kroutící moment na fréze	[N·m]
M_O	ohybový moment	[N·m]
M_{OMAX}	maximální ohybový moment	[N·m]
M_{RED}	redukovaný moment	[N·m]
N_0	ideální jmenovitý výkon na 1 řemen	[kW]
N_P	přenášený výkon řemenem v provozních podmínkách	[kW]
P	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
P_1	výkon elektromotoru štěpkovače	[W]
P_{1V}	výkon elektromotoru štěpkovače Viking GE 103	[W]
P_{2V}	výkon na fréze štěpkovače Viking GE 103	[W]
P_3	výkon na fréze štěpkovače	[W]
R_A	reakce v podpoře A	[N]
R_B	reakce v podpoře B	[N]
R_{MIN}	minimální rozestup mezi řemenicemi	[mm]
S_o	průřez osy	[mm ²]
S_{\S}	průřez šroubu	[mm ²]
a	exponent	[-]
a_1	součinitel spolehlivosti	[-]
a_{23}	součinitel zahrnující material, mazání, provozní podmínky	[-]
b	šířka těsného pera	[mm]
d	malý průměr drážkování	[mm]
d'	předběžný malý průměr drážkování	[mm]
d_1	průměr hřídele převodovky	[mm]
d_3	malý průměr závitu šroubu	[mm]
d_L	malý průměr ložiska	[mm]
f	součinitel vláknového tření	[-]
f_0	součinitel suchého smykového tření	[-]
f_k	součinitel tření v klínové drážce	[-]

f'	skutečná účinná plocha drážek	[mm]
h	výška těsného pera	[mm]
i	převodový poměr	[-]
i_{SK}	skutečný převodový poměr	[-]
k	bezpečnost proti prokluzu řemene	[-]
l	délka těsného pera	[mm]
l'	přímá část boku pera	[mm]
l_d	délka drážkového spojení	[mm]
n_2	výstupní otáčky šnekové převodovky	[ot/min]
n_3	otáčky frézy	[ot/min]
n_f	otáčky frézy štěpkovače Viking GE 103	[ot/min]
p_D	dovolený měrný tlak	[MPa]
p_{D2}	dovolený měrný tlak	[MPa]
s	provozní skluz	[-]
S_o	průřez osy	[mm ²]
S_{ξ}	průřez šroubu	[mm ²]
t	hloubka drážky pro pero v hřídeli	[mm]
t_1	hloubka drážky pro pero v náboji	[mm]
v_2	obvodová rychlost hnací řemenice	[m/s]
σ_D	dovolené namáhání	[MPa]
τ_D	dovolené namáhání v krutu	[MPa]
τ_{DS}	dovolená pevnost ve smyku	[MPa]
τ_S	pevnost ve smyku	[MPa]
α	úhel opásání řemenice	[°]
α_1	úhel drážky řemenice	[°]
γ	doplňkový úhel	[°]
Δi	tolerance převodového poměru	[%]
η_{kp}	účinnost klínového převodu	[%]
η_m	účinnost elektromotoru	[%]
η_p	účinnost převodovky	[%]
η_{sp}	účinnost šnekové převodovky	[%]

Úvod

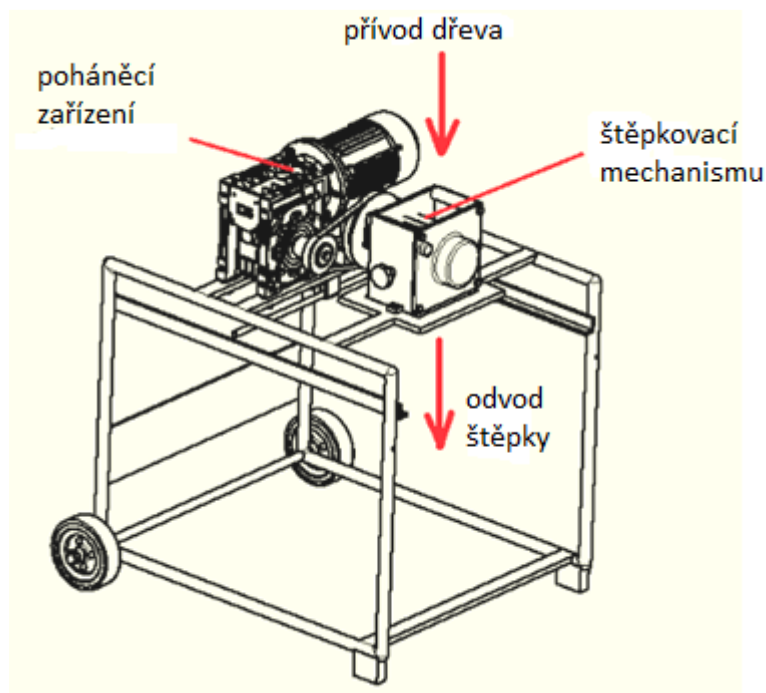
Nejen při těžbě dřeva, ale i při prořezávání porostů v parcích, kolem silničních komunikací a údržbě zahrad vzniká velké množství dřevěného odpadu ve formě větví, vrcholků stromů a plevelových křovin. Tento odpad znemožňuje vytěžené lesní ploše vysazení nového porostu, při probírkách kolem silničních komunikací a v parcích rovněž nemůže zůstat na místě, proto je třeba ho odstranit. Tento odpad je velice členitý a špatně se s ním manipuluje. Z tohoto důvodu se většinou nepřeváží a likviduje se na místě. Jednou z možností je pálení přímo na místě těžby či prořízky. Další způsob je zpracování odpadu pomocí štěpkovačů. Tyto stroje rozdrtí odpad a vytvoří z něj dřevní štěpku. Dřevní štěpka je strojně nakrácená a nadrcená dřevní hmota na částice o délce od 3 do 250 mm. Jedná se o velmi levné biopalivo určené pro vytápění větších budov. Štěpka v této formě se převáží a skladuje mnohem lépe. Tento zpracovaný odpad je možno použít pro další účely, jako je získávání tepelné energie ve spalovacích kotlích (vzhledem k povaze paliva jde o zcela čistý a obnovitelný zdroj bez přidané energie, např. na sušení nebo lisování, což se projevuje v nízké pořizovací ceně za palivo), kompostování, jako povrchový materiál cest, k mulčování, případně se lisuje do pelet a briket. Štěpkovače jsou vyráběny v široké škále velikostí, typů a výkonů. Cílem mé práce je navrhnout zahradní štěpkovač jednoduché konstrukce, který by byl jednoduše vyrobitelný a použitelný pro domácí a účely a pro zahrádkáře. V práci se chci taky zaměřit na hledisko bezpečnosti, tak aby nedošlo k jakékoliv poruše stroje a aby nedošlo ke zranění obsluhy.



Obr.č.1 – Štěpka [1]

1 Rešerše štěpkovacích strojů a výrobců

Štěpkovač je zařízení sloužící k drcení dřevní hmoty a vytváření štěpky. Nejdůležitějšími částmi jsou poháněcí ústrojí a štěpkovací mechanismus. Dřevo se přivádí ke štěpkovacímu mechanismu, kde je drceno a poté odpadá do sběrného koše.



Obr.č.2 – Schéma zahradního štěpkovače

Štěpkovače jsou dostupné v různých konstrukčních variantách. Skládají se z několika základních částí (štěpkovací mechanismus, pohon, podávací mechanismus, vyprazdňovací mechanismus, rám). Štěpkovací mechanismus zajišťuje rozdrcení dřevní hmoty. Pohon dodává celému zařízení energii. Podávací mechanismus zajišťuje přísun materiálu ke štěpkovacímu mechanismu. Vyprazdňovací mechanismus odvádí štěpku od štěpkovacího mechanismu, aby nedošlo k ucpání stroje. A ještě rám, na kterém jsou všechny tyto prvky usazeny.

1.1 Rozdělení podle výkonu

Zahradní štěpkovače (drtiče zahradního odpadu) jsou určeny pro zpracování drobného zahradního odpadu. Bývají nejčastěji přenosné, nebo s jednou nápravou pro ruční potah. Pohon je řešen většinou elektromotorem, někdy i malým spalovacím motorem.

Malé štěpkovače jsou většinou vyráběny jako nesené do tříbodového závěsu traktoru, nebo jako jednonápravové přívěsy, které lze zapojit i za osobní automobil. Pro pohon těchto štěpkovačů je zapotřebí výkon přibližně v rozmezí od 7 až do 40 kW.

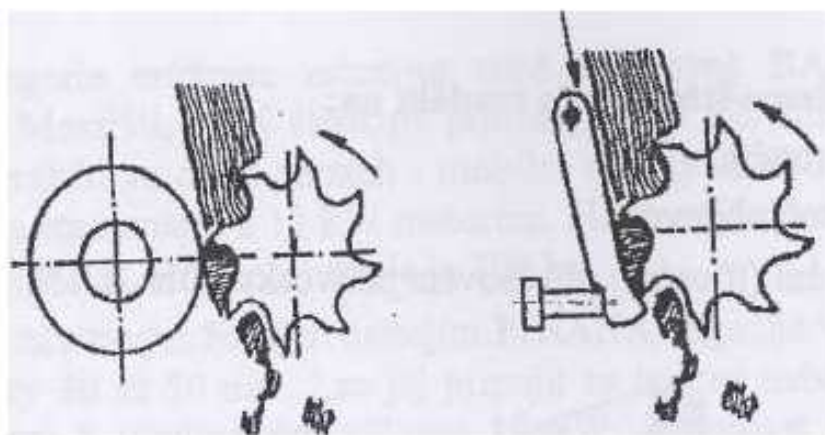
Střední štěpkovače se vyskytují jako jedno a více nápravová přípojná vozidla s pohonem buď od vývodového hřídele traktoru, nebo s vlastním spalovacím motorem a výkonech od 41 do 100 kW.

Velké štěpkovače jsou vyráběny jako vícenápravové přívěsy a návěsy, popř. jako samojízdné. Tyto stroje jsou určeny pro průmyslovou velkovýrobu štěpky. Výkon motorů se pohybuje v rozmezí od 101 do 450 kW.

1.2 Rozdělení podle typu štěpkovacího mechanismu

Štěpkovací mechanismus frézovací

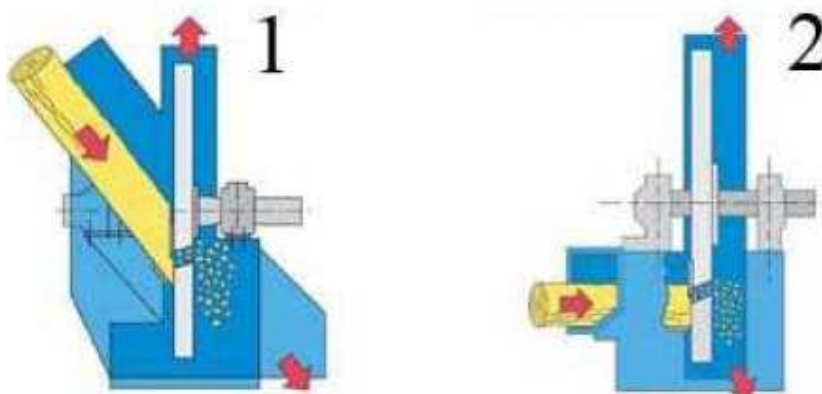
Jde o typ štěpkovacího mechanismu používaného především u zahradních štěpkovačů. Tento mechanismus se skládá ze dvou hlavních částí a to opěrného kola nebo desky a válcové nebo turbínové frézy. Příchozí materiál je opřen o opěrnou část a fréza materiál postupně odfrézovává a odhazuje. Tento mechanismus se většinou používá pro průměry materiálu do 50 mm.



Obr.č.3 - Schéma frézovacího štěpkovacího mechanismu [1]

Štěpkovací mechanismus diskový

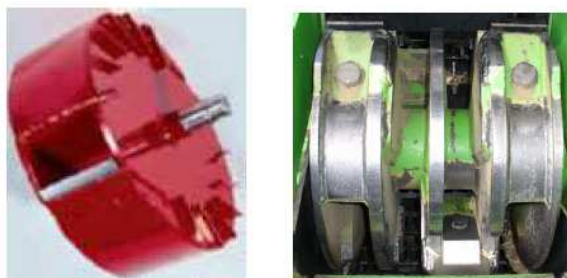
Říká se mu taky talířový či kolový mechanismus. Jedná se o rotující kotouč, na kterém jsou většinou 4 nože (může být 2 až 7 nožů) uložené v rovině kolmé k ose otáčení. Nože rotují proti pevnému ostří, díky čemuž postupně odsekávají materiál. Tyto mechanismy mají docela jednoduchou konstrukci a lze jimi zpracovávat materiál do průměru 300 mm. Diskový mechanismus je většinou užit i jako vyprazdňovací, a to díky lopatkám, které jsou připevněny na druhé straně kotouče a rozsekaný materiál vymrští do vyprazdňovací trubice. Díky tomu je možné dopravit štěpku od štěpkovacího mechanismu přímo na vlečku.



Obr.č.4 - Schéma diskového štěpkovacího mechanismu [1]

Štěpkovací mechanismus bubnový

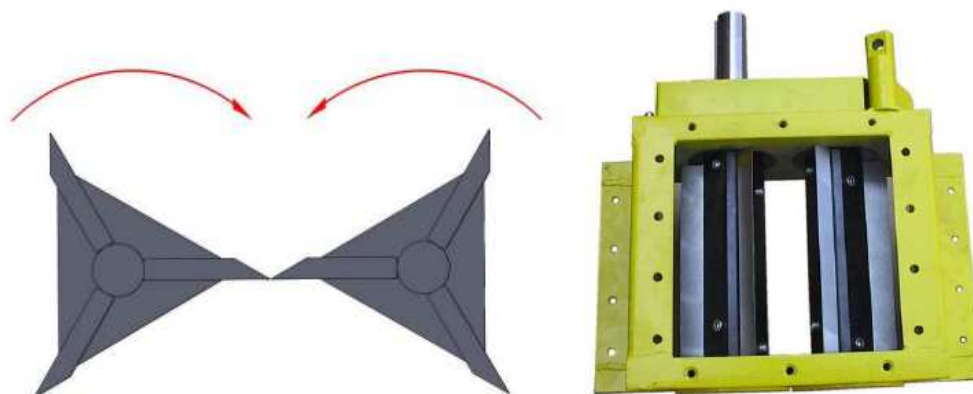
U tohoto mechanismu se používá buben na jehož obvodu jsou uloženy nože rovnoběžně s osou otáčení. Buben rotuje a nože postupně odsekávají materiál. Tento mechanismus se vyrábí pro zpracování materiálu až do průměru 800 mm. Pokud se na stroji použije tento štěpkovací mechanismus, jsou dvě možnosti vyprazdňování. První způsob vyprazdňování je nechat štěpky volně vypadávat vlastní tíhou pod stroj a odtud je dále odebírat. Druhý způsob je zařazení vyprazdňovacího mechanismu za štěpkovací mechanismus, to umožní dopravu štěpky např. do přípravné vlečky.



Obr.č.5 – Štěpkovací buben [1]

Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli

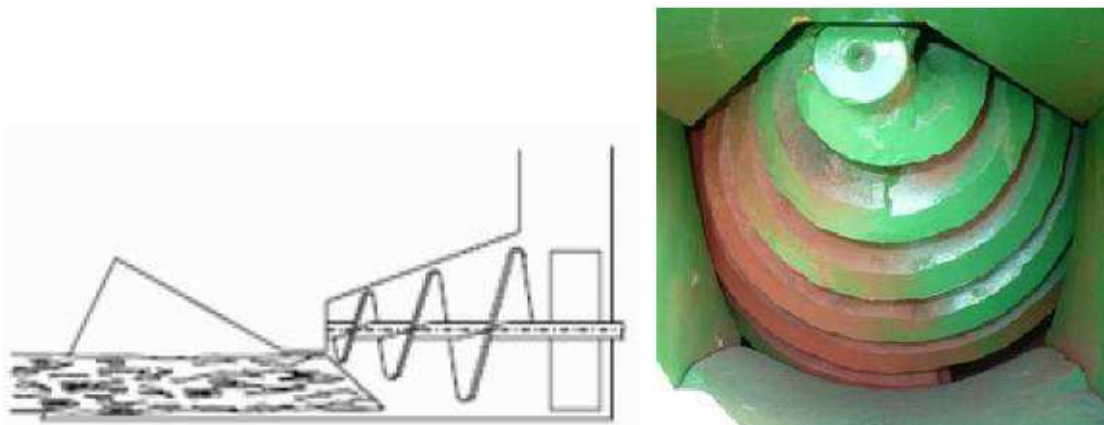
Tento mechanismus se skládá ze dvou hřídelí trojúhelníkového průřezu, které se otáčejí v opačném smyslu vůči sobě. Na každé hřídeli je stejný počet nožů osazených na vrcholech trojúhelníku. Hřídele jsou nastaveny tak, že ostří nože se vždy setkává v jednom bodě s minimální vůlí. Tím dojde k přeseknutí materiálu. Tento mechanismus si materiál podává svým rotujícím pohybem samočinně.



Obr.č.6 - Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli [1]

Štěpkovací mechanismus šnekový

Jedná se o rotující kuželovitý šnek s proměnným stoupáním (postupně rostoucím) většinou s jednou nebo dvěma šroubovicemi. Šnek rotuje nad pevným dnem a postupně vtahuje materiál. Tím jak se rozšiřuje se zařezává hluběji do materiálu, tím se materiálová struktura naruší a na konci šneku dojde k přetržení materiálu. Tento mechanismus se používá pro zpracování materiálu do průměru 200 mm.



Obr.č.7 - Šnekový štěpkovací mechanismus [1]

1.3 Rozdělení podle typu pohonu

Poháněné elektromotorem

Stroje poháněné elektromotorem mají pohonnou jednotku připevněnou přímo ke svému rámu. Elektromotory se používají především pro zahradní štěpkovače, jelikož stroj musí ke své činnosti mít v blízkosti zdroj elektrické energie.



Obr.č.8 – Poháněný elektromotorem [1]

Poháněné spalovacím motorem

Další možností je pohánět štěpkovač vlastním spalovacím motorem. V tom případě se zvýší celková hmotnost stroje. Štěpkovače se spalovacím motorem jsou zpravidla montovány na vlastní podvozek.



Obr.č.9 - Poháněný spalovacím motorem [1]

Poháněné traktorem

Výkon je na štěpkovač přenášen z vývodového hřídele traktoru pomocí kardanového hřídele. Stroj s takto řešeným pohonem má zpravidla nižší hmotnost, jelikož nemusí být osazen pohonnou jednotkou. V tom případě ovšem musí traktor, za kterým je stroj veden, splňovat výkonové požadavky stroje.



Obr.č.10 - Poháněný traktorem [1]

1.4 Rozdělení podle typu podávacího ústrojí

Bez podávacího ústrojí

Nejjednodušší štěpkovače nejsou vybaveny podávacím ústrojím. Podávání materiálu je zajištěno pouze lidskou nebo tíhovou silou. Tento způsob je nejen náročný, ale i nebezpečný pro obsluhu. Narážení štěpkovacího mechanismu na materiál může dojít k vymrštění materiálu z hubice stroje, nebo k přimáčknutí ruky obsluhy k podávací hubici stroje. To může způsobit vážné poranění.

Se samočinným podávacím ústrojím

Samočinné podávání má např. šnekový štěpkovací mechanismus, nebo štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli. Rotací tohoto mechanismu dochází k plynulému vtahování materiálu ke štěpkovacímu mechanismu.

S poháněným podávacím mechanismem

Tyto mechanismy jsou zpravidla tvořeny dvěma podávacími válci. U štěpkovačů vyšších výkonů může být spodní válec nahrazen dopravníkem. Na ten může být materiál vkládán např. mechanickou rukou. Tyto mechanismy se pohánějí pomocí hydromotorů nebo mechanickým převodem od hřídele rotoru.

1.5 Rozdělení podle typu nosné konstrukce

Stacionární

Stacionární štěpkovače se používají většinou jako drtiče zahradního odpadu, protože mají malý výkon. Zpravidla jsou vybaveny elektromotorem.

S vlastním podvozkem

Štěpkovače s vlastním podvozkem se připojují na závěs traktoru, případně i za závěs u osobního automobilu. Na podvozek je možné namontovat vlastní pohonnou jednotku (např. spalovací motor). Podvozek unese větší hmotnost, tudíž mohou být štěpkovače rozměrnější a mít větší výkon. Tyto podvozky mohou mít až tři nápravy. Dále mohou být osazeny doplňující atributy jako např. mechanická ruka.

Nesené

Nesené štěpkovače jsou konstruované pro zavěšení na tříbodový nosný systém traktoru. Takto konstruované štěpkovače mají omezenou velikost z důvodu své hmotnosti (traktor, za který se připojí, je musí unést).

1.6 Čeští výrobci štěpkovačů

V České Republice existuje mnoho firem, které se zabývají výrobou štěpkovačů všech možných provedení a výkonostních tříd. Čeští výrobci jsou kvalitní a nijak nezaostávají za zahraničními výrobci podle mého názoru. Uvedu zde jen jednoho výrobce a jeho výrobek.

Firma Bystoň

Tato firma sídlí ve Valašském Meziříčí. Zabývá se výrobou zemědělské, lesnické techniky a vázací a jeřábovou technikou. Štěpkovače vyrábí od zahradních až po štěpkovače za traktor.

Kudlanka

“Strojní zařízení sloužící k drcení zahradního odpadu a odpadu při ořezávání stromů. Může sloužit i k drcení plodin jako například mrkve, celeru a kukuřice. Stroj má samočinné podávání větví, snadná obsluha a údržba. Možnost manipulace pomocí kol.“ Kudlanka se vyrábí v provedení s elektromotorem, benzínovým motorem a nebo za malotraktor. [7]

Tab.č.1 – Technické parametry štěpkovače Kudlanka [7]

Délka	700 mm
Šířka	700 mm
Výška	1600 mm
Výkon elektromotru	2,2 kW
Hmotnost	60 kg
Max. průměr drceného materiálu	30 mm
Velikost štěrky	20-40 mm



Obr.č.11 – Štěpkovač Kudlanka [7]

1.7 Zahraniční výrobci štěpkovačů

Zahraničních výrobců štěpkovačů je mnoho a nelze zde uvést všechny. Uvedu zde jen jednu vybranou firmu a její produkt.

Firma Eliet

Tato belgická firma se zabývá výrobou především zahradních a malých štěpkovačů pro profesionální využití. Na svých strojích používá mechanismus tzv. "princip sekery", který si sami vyvinuli.

Maestro

Maestro je zahradní štěpkovač, který je určen pro drcení větví do průměru 40 mm. Tento stroj je vybaven sběrným košem a kolečky pro ruční posuv po zahradě. Pohon zajišťuje elektromotor. [8]

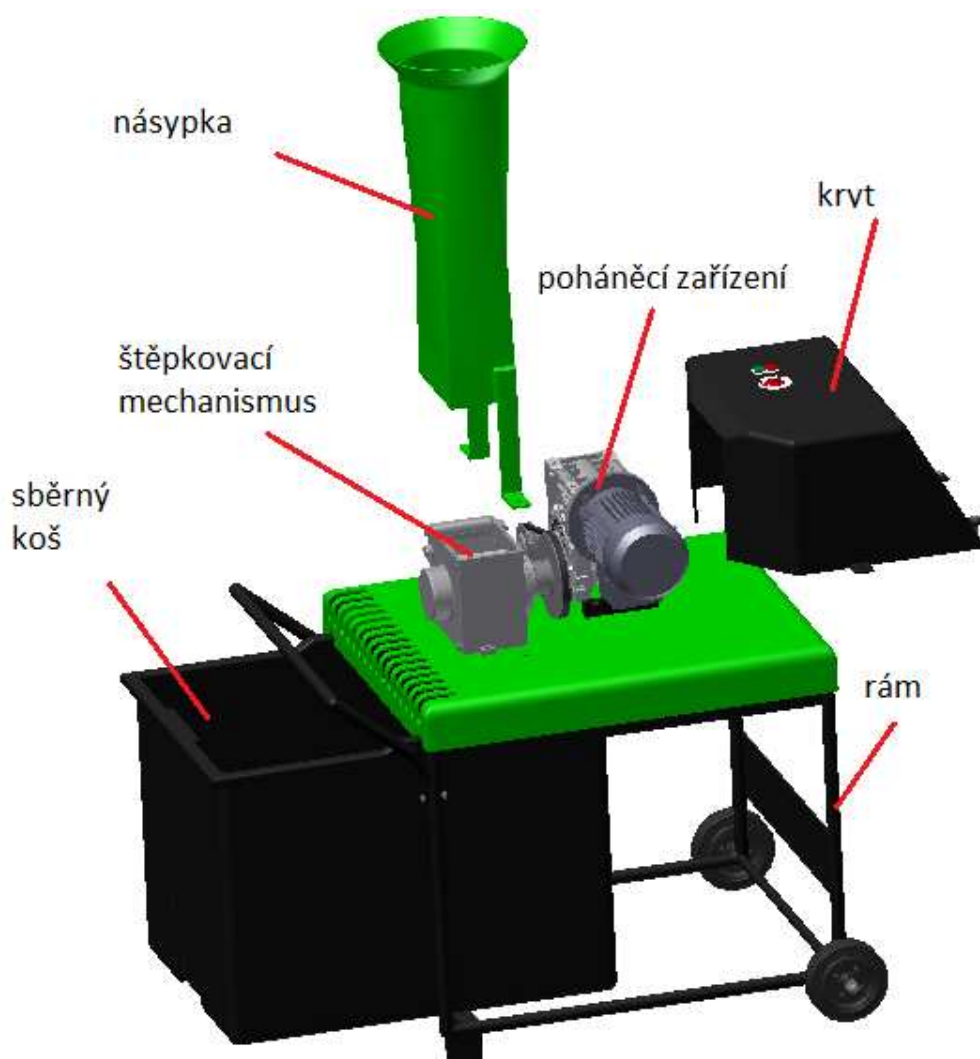
Tab.č.2 - Technické parametry štěpkovače Maestro [8]

Délka	1380 mm
Šířka	640 mm
Výška	1260 mm
Hmotnost	50 kg
Max. průměr materiálu	40 mm
Výkon	1 m ³ ·h ⁻¹



Obr.č.12 – Štěpkovač Maestro [8]

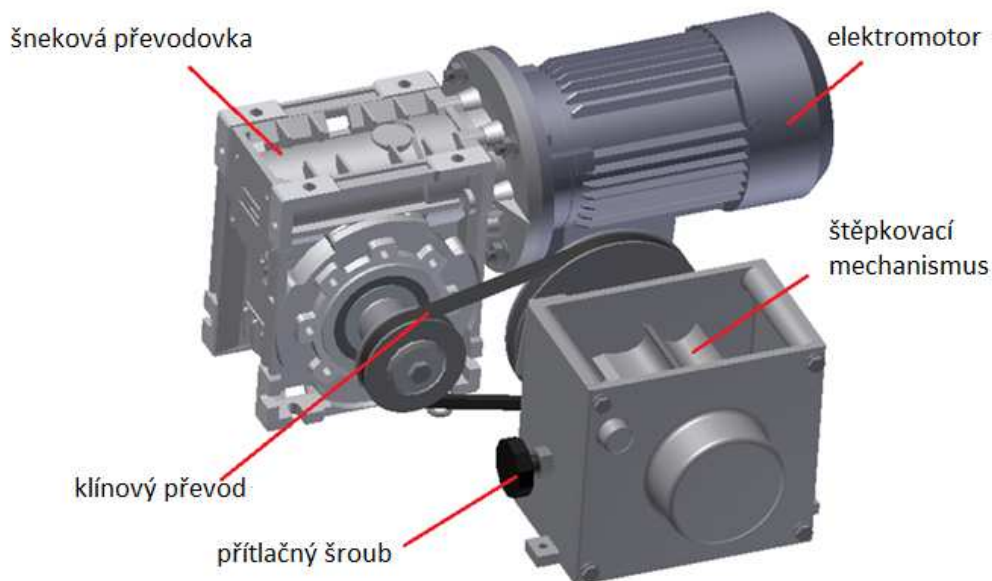
2 Vlastní návrh včetně bezpečnostních prvků



Obr.č.13 – Zahradní štěpkovač

Návrh poháněcího ústrojí

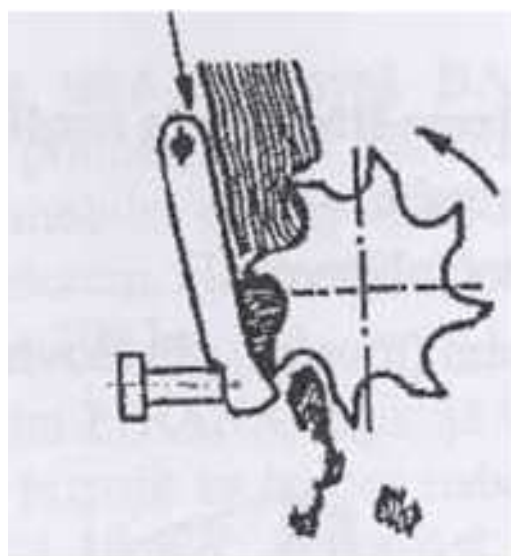
Stroje poháněné elektromotorem mají pohonnou jednotku připevněnou přímo ke svému rámu. Elektromotory se používají především pro zahradní štěpkovače, jelikož stroj musí ke své činnosti mít v blízkosti zdroj elektrické energie. Pro svůj štěpkovač jsem použil elektromotor o výkonu 2,2 kW, šnekovou převodovku a řemenový klínový převod.



Obr.č.14 – Model zařízení

Návrh štěpkovacího mechanismu

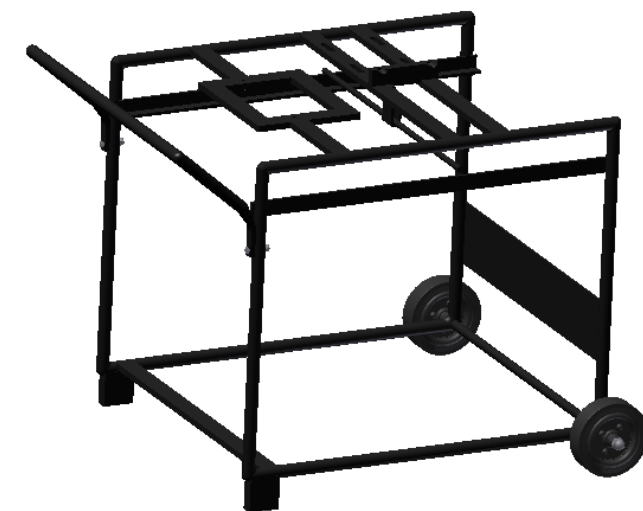
Pro svůj zahradní štěpkovač jsem vybral jako nejvhodnější frézovací štěpkovací mechanismus s přítlačnou deskou pomocí šroubu. Materiál je opřen o opěrnou část a fréza materiál postupně odfrézovává a odhazuje. Tento mechanismus se většinou používá pro průměry materiálu do 50 mm. Rotací frézy dochází k plynulému vtahování materiálu k mechanismu, je to výhodné z hlediska bezpečnosti obsluhy štěpkovače.



Obr.č.15 - Schéma frézovacího štěpkovacího mechanismu

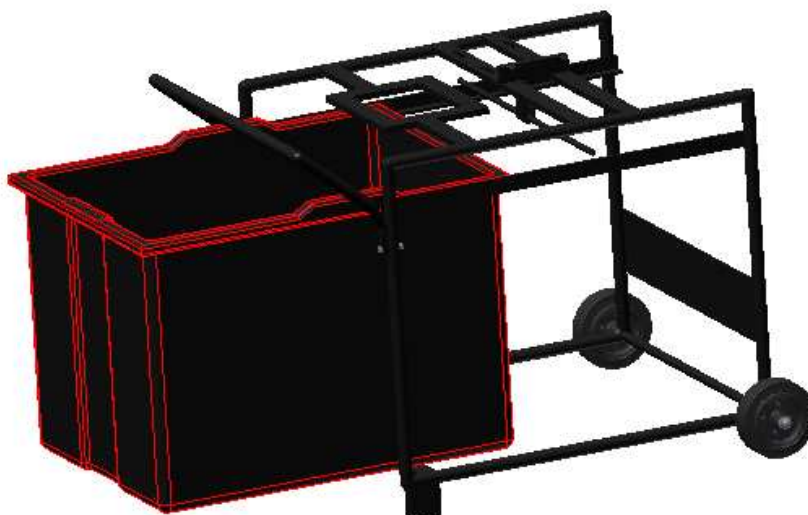
Návrh rámu

Rám je svařovaná konstrukce z profilových trubek, je dostatečně únosný aby vydržel zatížení od pohánecího ústrojí. K rámu je připevněn šrouby držák k lepší manipulaci se štěpkovačem. Rám je umístěn na kolečkách aby byl snadno přemístitelný.



Obr.č.16 – Rám

Štěpkovač je dále vybaven sběrným košem z plastu, který se zasunuje do rámu stroje. Sběrný koš dokáže pojmout štěpku o objemu 55 litrů.



Obr.č.17 – Rám s košem

Na zařízení musí být určité bezpečnostní prvky, aby bylo chráněno přes nežádoucími vlivy a aby při chodu stroje nebyla zraněna obsluha.

Zakrytování

Z důvodu bezpečnosti je celý zahradní štěpkovač zakrytován pomocí plastových krytů. Plastové kryty chrání mechanismus před škodlivými vlivy (nečistoty, vodou, atd.) a taky před zraněním obsluhy.



Obr.č.18 – Štěpkovač

Násypka

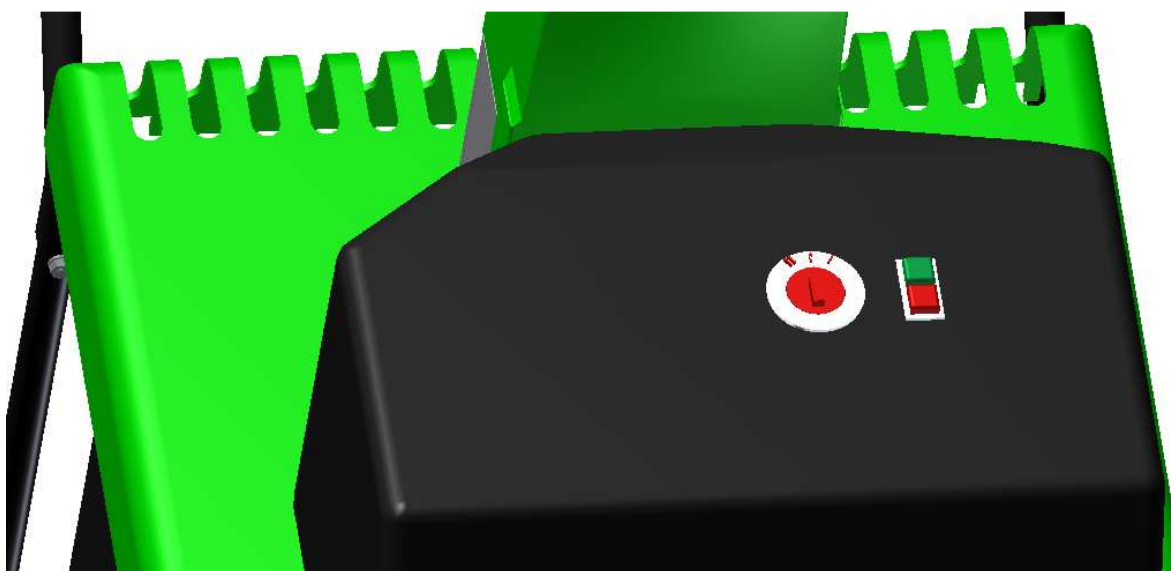
Kvůli bezpečnosti obsluhy je násypka dostatečně vysoká, tak aby člověk nemohl strčit ruku až k frézovacímu mechanismu.



Obr.č.19 – Násypka

Zpětný chod

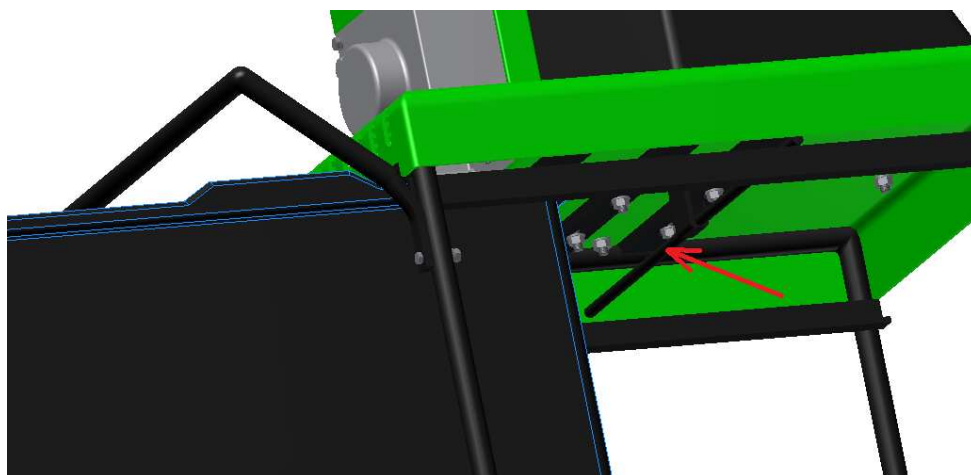
Při chodu štěpkovače může dojít k zaseknutí dřeviny ve frézovacím mechanismu. Proto můžeme zapnout zpětný chod a zaseklou dřevinu z mechanismu vytáhnout.



Obr.č.20 – Vypínač

Spínač

Štěpkovač je na spodní části vybaven bezpečnostním spínačem, který se sepne pokud je koš správně zasunut pod štěpkovač. Při vytáhnutí koše není možné štěpkovač zapnout.



Obr.č.21 – Spínač

3 Kontrolní výpočty

Střížná síla potřebná pro přestřížení větve je matematicky velmi těžko určitelná. Je závislá na mnoha faktorech jako jsou směr stříhu dřeva, mechanické vlastnosti dřeva, vlhkost dřeva, ostrost a tvarové provedení nože. V tabulce jsou vidět rozdíly mezi různými dřevinami (při vlhkosti 12%).

Tab.č.3 – Průměrné hodnoty mechanických vlastností dřevin

dřevo	hustota [kg/m³]	modul pružnosti [MPa]	pevnost ve smyku [MPa]	houževnatost [J/cm³]
akát	660	13500	16	13
borovice lesní	470	12000	10	4
buk lesní	630	16000	8	10
bříza	570	16500	12	8,5
dub	600	13000	11	6
habr	730	16200	8,5	8
jasan	600	13400	12,8	6,8
jedle	390	11000	5	4,2
modřín	520	13800	9	6
olše	460	7700	4,5	5
smrk	400	11000	6,7	4,6

Při výpočtu jsem vycházel ze zařízení, které pracují na stejném principu. Jako štěpkovací mechanismus jsem si zvolil frézovací štěpkovací mechanismus (Obr.č.3), který se běžně používá u zahradních štěpkovačů. Skládá se ze dvou hlavních částí, válcové frézy a opěrné desky. Opěrná deska je stavitelná pomocí šroubu. Tento mechanismus je výborný z hlediska bezpečnosti, protože má samočinné podávací ústrojí (válcová fréza si plynule vtahuje materiál sama).

3.1 Výpočet střížné síly

Nejprve jsem spočítal střížnou sílu štěpkovače Viking GE 103, který je určen pro zpracování dřevin do průměru 30 mm s frézovacím štěpkovacím mechanismem.

Tab.č.4 – Technické parametry štěpkovače Viking GE 103

výkon [kW]	vstupní otáčky [ot/min]	otáčky frézy [ot/min]	průměr frézy [mm]	účinnost motoru [%]	účinnost převodovky [%]
1,8	2800	40	100	80	85

Jmenovitý výkon na fréze:

$$P_{2V} = P_{1V} \cdot \eta_m \cdot \eta_p = 1800 \cdot 0,8 \cdot 0,85 = 1224 \text{ W} \quad (3.11)$$

Kroutící moment na fréze:

$$M_{k2V} = \frac{30 \cdot P_{2V}}{\pi \cdot n_f} = \frac{30 \cdot 1224}{\pi \cdot 40} = 292,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.12)$$

Z kroutícího momentu jsem určil střížnou sílu, kterou dokáže zařízení vyvinout:

$$F_{strV} = \frac{M_{k2V}}{\frac{D_{fV}}{2}} = \frac{292,2}{\frac{0,1}{2}} = 5844 \text{ N} \quad (3.13)$$

Pro svůj štěpkovač jsem si zvolil elektromotor 1LA 106-4AA97 L2A od firmy Siemens. Je to trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko s krytím IP55, což odpovídá zařízení chráněného před prachem, před dotykem drátem a proti tryskající vodě.

Tab.č.5 – Technické parametry elektromotoru

výkon [kW]	otáčky [ot/min]	účinnost [%]	jmenovitý moment[N·m]	moment zvratu [N·m]
2,2	1400	82	14,8	23

Dále jsem si zvolil šnekovou převodovku RMI 85 od firmy Siemens. Je plněna sysntetickým mazivem a je možno ji montovat ve všech pozicích.

Tab.č.6 – Technické parametry šnekové převodovky

vstupní otáčky [ot/min]	výstupní otáčky [ot/min]	převodový poměr	účinnost [%]	max. výstupní moment [N·m]
1400	70	20:1	85	410

Kontrola výstupního kroutícího momentu:

Při zaseknutí frézy bude na výstupním hřídeli převodovky maximální výstupní moment $M_{2MAXvyst}$. Ten musí být menší než maximální dovolený výstupní moment převodovky $M_{2MAX}=410 \text{ N}\cdot\text{m}$.

$$M_{2MAXvyst} = M_z \cdot i \cdot \eta_p = 23 \cdot 20 \cdot 0,85 = 391 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.14)$$

$M_{2MAXvyst} < M_{2MAX}$převodovka vydrží nejvyšší možnou zátěž

Protože převodovka má výstupní otáčky $n_2=70 \text{ ot/min}$ je nutné použít pomocný převod abych dostal otáčky na fréze $n_3=35 \text{ ot/min}$, aby byla dostatečná střižná síla. Převod ozubenými koly se mi zdál nevýhodný z důvodu obtížné výroby a ustavení a proto jsem zvolil převod klínovým řemenem.

Tab.č.7 – Technické parametry řemenového klínového převodu

vstupní otáčky [ot/min]	výstupní otáčky [ot/min]	převodový poměr	účinnost [%]
70	35	2:1	94

Jmenovitý výkon na fréze:

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{sp} \cdot \eta_{kp} = 2200 \cdot 0,82 \cdot 0,85 \cdot 0,94 = 1441,4 \text{ W} \quad (3.15)$$

Kroutící moment na fréze:

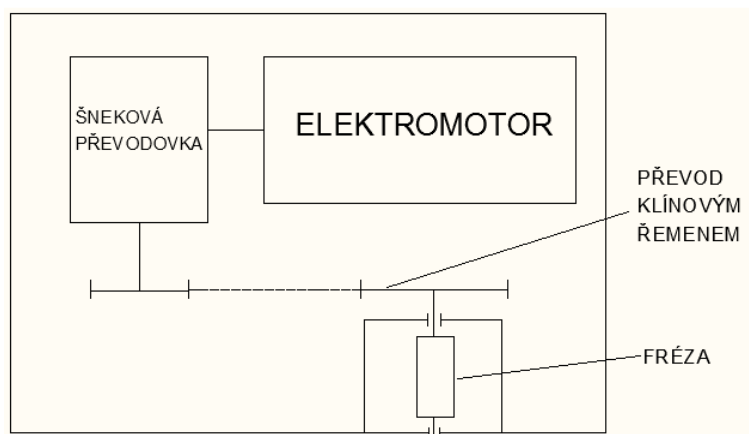
$$M_{k3} = \frac{30 \cdot P_3}{\pi \cdot n_3} = \frac{30 \cdot 1441,4}{\pi \cdot 35} = 393,3 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3.16)$$

Z kroutícího momentu jsem určil střížnou sílu, kterou dokáže zařízení vyvinout:

$$F_{\text{stř}} = \frac{M_{k3}}{\frac{D_f}{2}} = \frac{393,3}{\frac{0,1}{2}} = 7866 \text{ N} \quad (3.17)$$

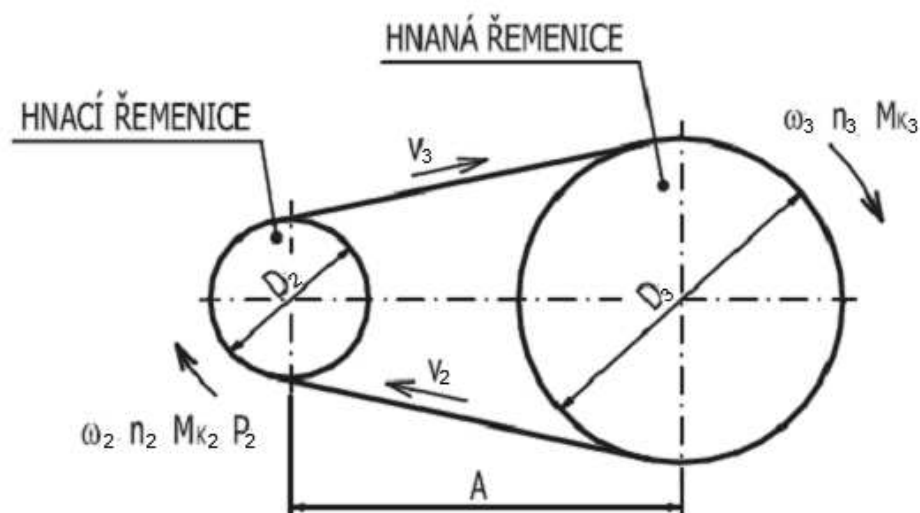
$$7866 \text{ N} > 5844 \text{ N}$$

$F_{\text{stř}} > F_{\text{střV}} \dots \dots$ zařízení bude schopno přestříhnout větev o průměru 30 mm.



Obr.č.22 – Schéma zařízení

3.2 Výpočet řemenového klínového převodu



Obr.č.23 – Schéma klínového převodu [4]

Zvolil jsem normalizovaný průřez řemene Z podle ČSN 02 3111 s úhlem klínu řemene $\alpha=40^\circ$, který se běžně používá pro přenášený výkon okolo 2 kW. Dále jsem zvolil normalizovaný průměr malé řemenice $D_2=60$ mm podle tabulky. Převodový poměr je 2:1.

Tab.č.8 – Normalizované velikosti průměrů řemenic [4]

Průřez řemene	Normalizovaný výpočtový průměr řemenice D [mm]
Z	(50), (53), (56), 60, 63, 67, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250
A	(75), (80), (85), 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, (170), 180, (190), 200, 224, 250, 280 300, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, (800)
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, (1120)
C	200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, (335), 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1060, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 2000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, (750), 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2240, 2500

Výpočet průměru velké řemenice:

$$D_3 = D_2 \cdot i = 60 \cdot 2 = 120 \text{ mm} \dots \text{volím normalizovaný } 125 \text{ mm} \quad (3.21)$$

Výpočet teoretického převodového poměru:

$$i = \frac{D_3}{D_2} = \frac{125}{60} = 2,083 \quad (3.22)$$

Výpočet skutečného převodového poměru, který respektuje provozní skluz:

$$i_{SK} = \frac{D_3}{D_2 \cdot (1 - s)} = \frac{125}{60 \cdot (1 - 0,01)} = 2,104$$

$s=0,01$provozní skluz [3]

Kontrola skutečného převodového poměru s tolerancí $\Delta i=2\%$:

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{SK} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$2,083 \cdot \left(1 - \frac{2}{100}\right) \leq 2,104 \leq 2,083 \cdot \left(1 + \frac{2}{100}\right)$$

$$2,041 \leq 2,104 \leq 2,125 \dots \dots \text{vyhovuje}$$

Návrh osové vzdálenosti:

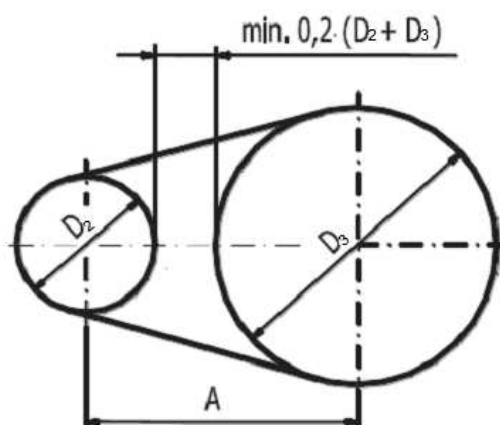
Výhodou převodu s klínovými řemeny je použitelnost malých osových vzdáleností. Díky klínové drážce postačuje pro bezpečný přenos výkonu poměrně malý úhel opásání malé řemenice a to obvykle $\alpha \geq 90^\circ$. Dosazením nejmenší velikosti úhlu opásání $\alpha = 90^\circ$ jsem vypočítal teoretickou minimální osovou vzdálenost A_{MIN} . [3]

$$A_{\text{MIN}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_3 - D_2) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (125 - 60) = 46 \text{ mm} \quad (3.23)$$

Maximální osová vzdálenost:

$$A_{\text{MAX}} = 2 \cdot (D_2 + D_3) = 2 \cdot (60 + 125) = 370 \text{ mm}$$

Osovou vzdálenost A jsem zvolil v rozmezí $A_{\text{MIN}} \leq A \leq A_{\text{MAX}}$, tedy $A=150 \text{ mm}$. Zvolená osová vzdálenost musí zajistit minimální rozestup mezi řemenicemi jak ukazuje obrázek.



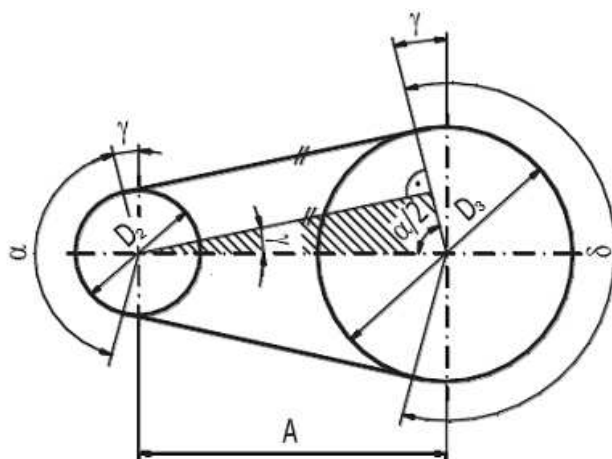
Obr.č.24 – Rozestup mezi řemenicemi [4]

Minimální rozestup:

$$R_{\text{MIN}} = 0,2 \cdot (D_2 + D_3) = 0,2 \cdot (60 + 125) = 37 \text{ mm}$$

Určení délky řemene:

Uzavřenou délku řemene L_p jsem určil geometrickým výpočtem. Nejprve jsem vypočítal předběžnou geometrickou délku řemene L_p' v rovině neutrálních vláken. [3]



Obr.č.25 – Výpočet délky řemene v rovině neutrálních vláken [4]

Úhel opásání řemenice:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_3 - D_2}{2 \cdot A} = \frac{125 - 60}{2 \cdot 150} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = 77,49^\circ \quad (3.24)$$

Doplňkový úhel:

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - 77,49 = 12,51^\circ$$

Předběžná délka řemene:

$$\begin{aligned} L'_P &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_3) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_3 - D_2) = \\ &= 2 \cdot 150 \cdot \sin 77,49 + \frac{\pi}{2} \cdot (60 + 125) + \frac{\pi \cdot 12,51}{180} \cdot (125 - 60) = \\ &= 597,67 \text{ mm ... volím normalizovanou délku } L_P = 630 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Tab.č.9 – Výpočtové délky řemene [4]

Průřez řemene	Výpočtové délky L_P [mm] klínového řemene
Z	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500
A	560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
B	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300
C	1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000
D	3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000
E	4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000

Výpočet skutečné osově vzdálenosti:

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_3) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_3 - D_2)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} = \quad (3.26)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 630 - \frac{\pi}{2} \cdot (60 + 125) - \frac{\pi \cdot 12,51}{180} \cdot (125 - 60)}{2 \cdot \sin 77,49} = 179,5 \text{ mm}$$

Stanovení potřebného počtu řemenů:

Nejprve jsem stanovil skutečný výkon přenášený 1 řemenem v provozních podmínkách.

$$N_P = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 2,78 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,96}{1,1} = 2,23 \text{ kW} \quad (3.27)$$

$N_0=2,78 \text{ kW}$...ideální jmenovitý výkon na 1 řemen

$C_\alpha=0,92$...součinitel vlivu úhlu opásání

$C_L=0,96$...součinitel vlivu délky řemene

$C_P=1,1$...součinitel dynamičnosti a pracovního režimu

[3]

Celkový počet řemenů:

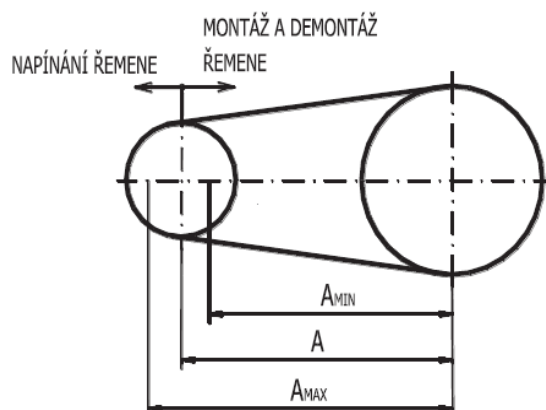
$$K = \frac{P_1}{N_P \cdot C_K} = \frac{2,2}{2,04 \cdot 1} = 0,986 \dots 1 \text{ řemen}$$

$P_1=2,2 \text{ kW}$...přenášený výkon

$C_K=1$...součinitel počtu řemenů [3]

Volím ŘEMEN Z-630 ČSN 02 3110.

Z důvodu nutného napnutí řemene musím zajistit aby osová vzdálenost měnitelná v určitých mezích.



Obr.č.26 – Rozsah osové vzdálenosti [4]

$$A_{\text{MIN}} = A_{\text{SK}} - 0,015 \cdot L_P = 179,5 - 0,015 \cdot 630 = 170 \text{ mm} \quad (3.28)$$

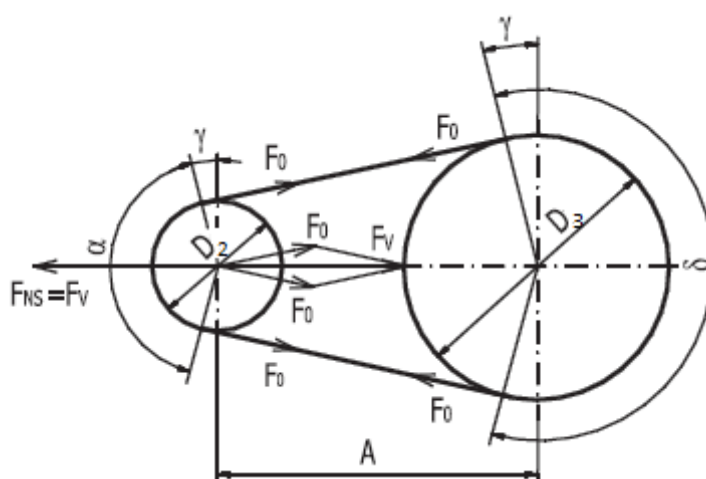
... pro nasazení řemene

$$A_{\text{MAX}} = A_{\text{SK}} + 0,03 \cdot L_P = 179,5 + 0,03 \cdot 630 = 198,5 \text{ mm}$$

... pro napínání řemene

Výpočet předpětí řemene:

Předpětí je důležité pro bezporuchovou a správnou funkci řemenového převodu a dosažení co nejdelší životnosti řemene.



Obr.č.27 – Schéma napínání řemene [4]

Potřebné předpětí řemene:

$$F_0 = k \cdot \frac{F_{D2}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} = 1,3 \cdot \frac{8500}{2} \cdot \frac{e^{1,2 \cdot 2,7} + 1}{e^{1,2 \cdot 2,7} - 1} = 5975 \text{ N} \quad (3.29)$$

$k=1,3$bezpečnost proti prokluzu řemene

$\hat{\alpha}=2,7$úhel opásání male řemenice v obloukové míře

Přenášená obvodová síla:

$$F_{D2} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 255}{0,06} = 8500 \text{ N}$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{0,35}{\sin \frac{34}{2}} = 1,2$$

$\alpha_1=34^\circ$úhel drážky řemenice

Součinitel vláknového tření:

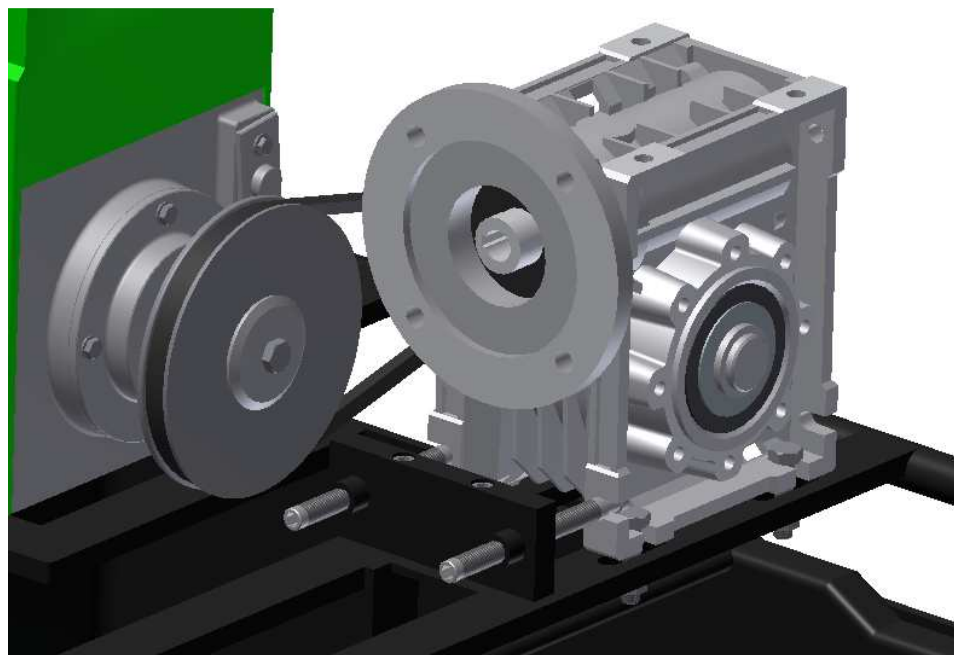
$$f=f_0+0,012 \cdot v_2=0,35+0,012 \cdot 0,22=0,35$$

$f_0=0,35$součinitel suchého smykového tření

Obvodová rychlost hnací řemenice:

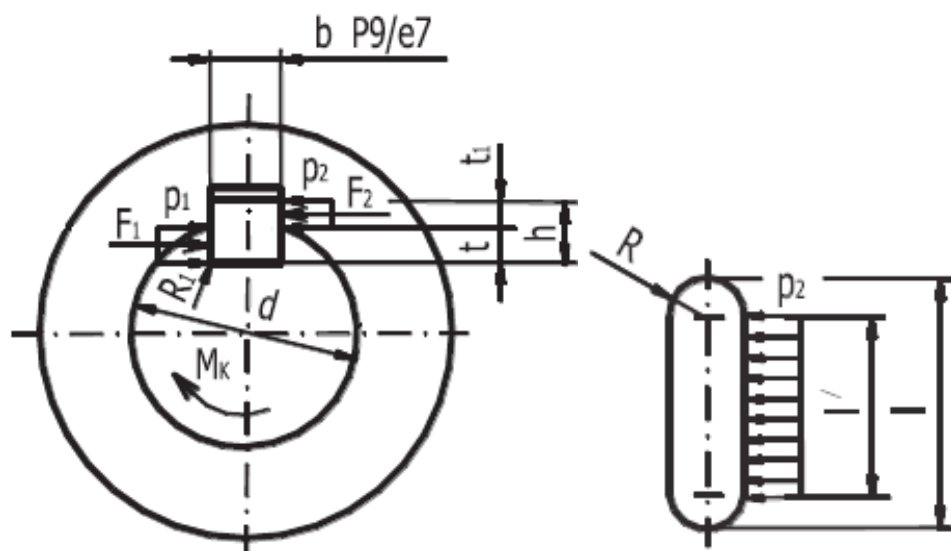
$$v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 70}{60} = 0,22 \text{ m/s}$$

Napínání klínového řemene je provedeno pomocí dvou šroubů se závitem M12. Je to montážně složitější ale zase výhodnější díky tvaru šnekové převodovky. Jednodušší je napínání pomocí jednoho šroubu, ale zase by musel být navíc další konstrukční prvek k uchycení ke šnekové převodovce.



Obr.č.28 – Napínání klínového řemene

3.3 Výpočet spojení hřídel – náboj



Obr.č.29 – Spojení pomocí těsného pera [5]

Nejdříve jsem spočítal spojení hřídele převodovky a malé řemenice pomocí těsných per. Těsná pera se kontrolují na otlačení. Hřídel převodovky má průměr $d_1=25$ mm.

Krouticí moment na hřídeli převodovky:

$$M_{K2} = \frac{30 \cdot P_1 \cdot \eta_p}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 2200 \cdot 0,85}{\pi \cdot 70} = 255 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.31)$$

Síla F_2 :

$$F_2 = \frac{M_{K2}}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{255}{\frac{0,025}{2} + \frac{0,0029}{2}} = 18280 \text{ N} \quad (3.32)$$

Tlaky jsou na kontaktních plochách rozloženy rovnoměrně. V náboji je otlačovaná jen přímá část boku pera délky l' a hloubka drážky $t_1 < t$, proto platí $p_2 > p_1$. [2]

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{18280}{80 \cdot 2,9} = 79 \text{ mm} \quad (3.33)$$

$p_{D2}=80$ MPa...dovolený měrný tlak pro litinový náboj [6]

Délka pera l :

$l = l' + b = 79 + 8 = 87$ mm ... volím dvě těsná pera o délce $l = 45$ mm

posunutá o 120° , o parametrech $b = 8$ mm, $h = 7$ mm, $t = 4,1$ mm, $t_1 = 2,9$ mm

PERO 8e7x7x45 ČSN 02 2562

Dále jsem spočítal spojení hřídele a velké řemenice pomocí těsných per. Průměr hřídele je 35 mm.

Síla F_2 :

$$F_2 = \frac{M_{K3}}{\frac{d_2}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{393,3}{\frac{0,035}{2} + \frac{0,0033}{2}} = 20538 \text{ N} \quad (3.34)$$

Délka boku pera:

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{20538}{80 \cdot 3,3} = 78 \text{ mm} \quad (3.35)$$

Délka pera:

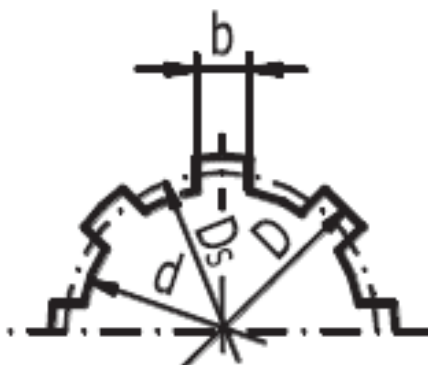
$$l = l' + b = 78 + 10 = 88 \text{ mm} \dots \text{volím dvě těsná pera o délce } l = 45 \text{ mm}, \quad (3.36)$$

posunutá o 120° , o parametrech $b = 10 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t = 4,7 \text{ mm}$, $t_1 = 3,3 \text{ mm}$

PERO 10e7x8x45 ČSN 02 2562

Dále jsem vypočítal spojení hřídele s frézou pomocí rovnobokého drážkování.

PROFIL DRÁŽKOVÁNÍ



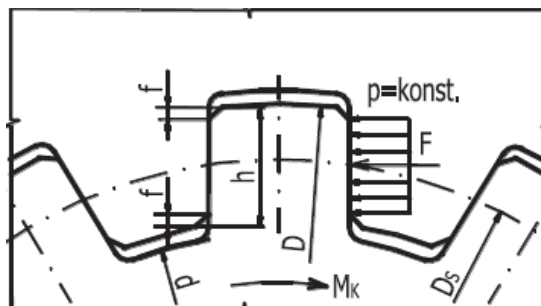
Obr.č.30 – Profil drážkování [5]

Předběžná velikost malého průměru d' drážkového profilu:

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K3}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 393300}{\pi \cdot 20}} = 46,43 \text{ mm} \dots \text{volím } d = 52 \text{ mm}, D = 58 \text{ mm} \quad (3.37)$$

$\tau_D = 20 \text{ MPa}$...dovolené namáhání [6]

Obvodová síla F na středním průměru D_s :



Obr.č.31 – Otláčení boků zubů a drážek [5]

$$F = \frac{4 \cdot M_{K3}}{D + d} = \frac{4 \cdot 393,3}{0,058 + 0,052} = 14302 \text{ N} \quad (3.38)$$

Skutečná účinná plocha drážek na jeden milimetr délky drážkového spojení f' :
Předpokládám, že v důsledku nerovnoměrného rozdělení obvodové síly způsobené deformacemi hřídele a náboje a výrobními nepřesnostmi polohy zubů a drážek přenáší točivý moment jen 3/4 všech zubů. [2]

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left(\frac{58 - 52}{2} - 2 \cdot 0,25 \right) \cdot 1 = 15 \text{ mm} \quad (3.39)$$

Délku drážkového spojení l_d jsem vypočetl z namáhání na otláčení boků zubů a drážek:

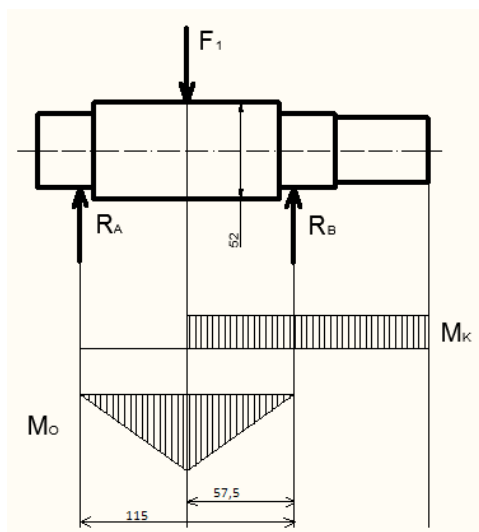
$$l_d \geq \frac{F}{f' \cdot p_D} = \frac{14302}{15 \cdot 15} = 63,56 \text{ mm} \dots \text{volím } 100 \text{ mm}$$

$p_D = 15 \text{ MPa}$...dovolený měrný tlak [6]

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x52j6x58a11x10k7

3.4 Výpočet hřídele

Materiál hřídele jsem zvolil 11 523. Dovolené napětí v ohybu pro ocel 11 523 je $\sigma_D = 85 \text{ MPa}$. Hřídel je rotačně uložena pomocí dvou válečkových ložisek. Je namáhán na ohyb a krut, přenáší kroutící moment $M_{K3} = 393,3 \text{ N} \cdot \text{m}$. [6]



Obr.č.32 – Průběh zatížení na hřídeli

Výpočet zatěžující síly F_1 :

$$F_1 = \frac{M_{K3}}{\frac{d}{2}} = \frac{393,3}{\frac{0,052}{2}} = 15127 \text{ N} \quad (3.41)$$

Výpočet reakcí:

$$\sum M_{OA} = -F_1 \cdot 57,5 + R_B \cdot 115 \quad (3.42)$$

$$R_B = \frac{F_1 \cdot 57,5}{115} = \frac{15127 \cdot 57,5}{115} = 7563,5 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - F_1 = 0$$

$$R_A = F_1 - R_B = 15127 - 7563,5 = 7563,5 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment se nachází v místě působení síly F_1 :

$$M_{OMAX} = R_B \cdot 57,5 = 7563,5 \cdot 57,5 = 434901 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.43)$$

Redukovaný moment:

$$M_{RED} = \sqrt{M_{OMAX}^2 + 0,75 \cdot M_K^2} \quad (3.44)$$

$$M_{RED} = \sqrt{434901^2 + 0,75 \cdot 393300^2} = 552406 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kontrola namáhání:

$$\sigma = \frac{M_{RED}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \quad (3.45)$$

$$\sigma = \frac{552,406}{\frac{\pi \cdot 0,052^3}{32}} = 40,017 \text{ MPa} \leq 85 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$



Obr.č.33 – Hřídel

3.5 Výpočet ložisek

Ložiska jsou namáhána Reakčními silami R_A a R_B . Zvolil jsem válečkové ložisko SKF Explorer 1008 ML.

$D_L=68$ mm, $B=15$ mm, $d_L=40$ mm, $C=25,1$ kN, $C_0=26$ kN,



Obr.č.34 – Válečkové ložisko

Ze strojnických tabulek jsem určil součinitele X a Y:

$X=1$, $Y=0$

Stanovení dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:

$F_R = R_B = R_A$

$$P = X \cdot F_R = 1 \cdot 7563,5 = 7563,5 \text{ N} \quad (3.51)$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{25100}{7563,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 35} = 6081 \text{ hod} \quad (3.52)$$

$a=10/3$exponent (ložiska s čárovým stykem)

Výpočet modifikované trvanlivosti:

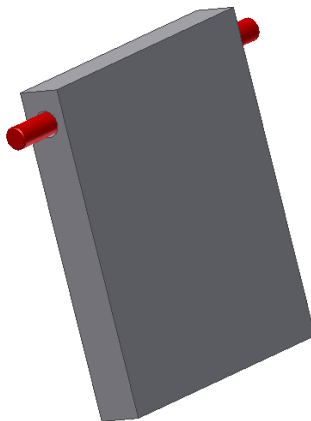
$$L_{10M} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 0,96 \cdot 6081 = 5838 \text{ hod} \quad (3.53)$$

$a_1=1$součinitel spolehlivosti

$a_{23}=0,96$součinitel zahrnující materiál, mazání, provozní podmínky [6]

3.6 Výpočet osy přítlačné desky

Osa je vyrobena z tyče kruhového průřezu z materiálu 11 600.



Obr.č.35 – Osa přítlačné desky

Kontrola na stříh:

Osa přenáší sílu stříhu smykovým namáháním, max. 7866 N a to na dvou kruhových průřezech o průměru 10 mm. Dovolená pevnost je $\tau_{DS}=120$ MPa. [6]

$$\tau_s = \frac{F_{stř}}{2 \cdot S_o} = \frac{4 \cdot F_{stř}}{2 \cdot \pi \cdot d_o^2} = \frac{2 \cdot F_{stř}}{\pi \cdot d_o^2} = \frac{2 \cdot 7866}{\pi \cdot 10^2} = 50,08 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje} \quad (3.61)$$

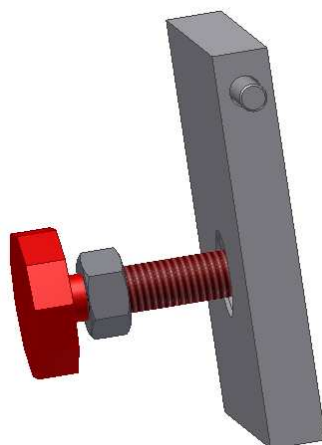
Kontrola na otlačení:

Dovolená pevnost je $p_D=120$ MPa. [6]

$$p = \frac{F_{stř}}{2 \cdot S_o} = \frac{F_{stř}}{2 \cdot t_o \cdot d_o} = \frac{7866}{2 \cdot 8 \cdot 10} = 49,16 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje} \quad (3.62)$$

3.7 Výpočet přítlačného šroubu

Přítlačný šroub jsem zvolil M12x0,5 s jemným stoupáním, aby bylo možné jemně nastavovat vzdálenost mezi frézou a opěrnou deskou. Šroub je zatížen osovou silou, která se rovná střižné síle. Při plném zašroubování je vzdálenost mezi maticí a koncem šroubu 35 mm. Šroub je namáhán na malé délce a proto provedu jen kontrolu na tlak. Materiál šroubu je ocel 11 500 s dovoleným namáháním $\sigma_D=95$ MPa. [6]



Obr.č.36 – Přítlačný šroub

Kontrola na tlak:

$$\sigma = \frac{F_{\text{stř}}}{S_g} = \frac{4 \cdot F_{\text{stř}}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 7866}{\pi \cdot 11.571^2} = 74,8 \text{ MPa} \leq 95 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje} \quad (3.71)$$

4 Závěr

V úvodu práce je popsáno k čemu štěpkovače slouží a na co se jejich produkt využívá. V další části jsou popsány jednotlivé části štěpkovačů a pár příkladů ze sortimentu dostupných na trhu.

Z možných variant byla vybrána nejvhodnější pro domácí (zahrádkářské) účely. Hlavní části tvoří elektromotor se šnekovou převodovkou, pomocný řemenový klínový převod, fréza s oceli 15 230, vyměnitelná přítlačná deska z hliníku a přítlačný šroub z oceli 11 500. Fréza je na hřídeli, která je uložena ve dvou válečkových ložiscích SKF Explorer 1008 ML. Ložiska jsou zakrytovaná a utěsněná (mají jednu náplň po celou dobu životnosti).

Podařilo se mi navrhnout zařízení jednoduché konstrukce, které je snadno ovladatelné. Je taky jednoduše přemístitelné pomocí dvou koleček a držáku. Zařízení je schopno drtit větve do průměru 30 mm a je velmi jednoduché na obsluhu a seřizování. Sběrný koš dokáže pojmout štěpku o objemu 55 litrů. Zařízení je vybaveno mnoha bezpečnostními prvky aby nedošlo k poruše stroje a nebo zranění obsluhy. Součástí práce je 3D model a výkresy vybraných součástí. Jedná se o výkres sestavy, výkres hřídele a výkres řemenice.

Vzhledem k tomu, že je zařízení schopno drtit větve do průměru 30 mm, je určeno především pro občasné domácí použití, např. při čištění zahrad. Zařízení není vhodné pro průmyslové použití. Tento štěpkovač určitě ocení kutilové, kteří mají zahradničení jako koníček.

Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] BIDNER, J.: *Diplomová práce: Stroje pro drcení dřevní hmoty*. Mendlova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, 2009, 54s.
- [2] KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1.vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [3] KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1.vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-3
- [4] KALAB, K.: *Vysokoškolská příručka: Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*. VŠB-TU Ostrava, 2010, 20s.
- [5] KALAB, K.: *Vysokoškolská příručka: Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj*. VŠB-TU Ostrava, 2011, 31s.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1.vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [7] [Http://www.bystron.cz/zahradni-drtic-vetvi-kudlanka.php](http://www.bystron.cz/zahradni-drtic-vetvi-kudlanka.php). *Bystroň-Integrace s.r.o* [online]. 25.3.2010 [cit. 2012-01-24]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz>
- [8] [Http://www.eliet.cz](http://www.eliet.cz). [Http://www.eliet.cz](http://www.eliet.cz) [online]. 2007 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.eliet.cz/eliet/maestro.asp>

Seznam obrázků

- Obr.č.1 - Štěpka
- Obr.č.2 - Schéma zahradního štěpkovače
- Obr.č.3 - Schéma frézovacího štěpkovacího mechanismu
- Obr.č.4 - Schéma diskového štěpkovacího mechanismu
- Obr.č.5 - Štěpkovací buben
- Obr.č.6 - Štěpkovací mechanismus s protiběžnými hřídeli
- Obr.č.7 - Šnekový štěpkovací mechanismus
- Obr.č.8 - Poháněný elektromotorem
- Obr.č.9 - Poháněný spalovacím motorem
- Obr.č.10 - Poháněný traktorem
- Obr.č.11 - Štěpkovač Kudlanka
- Obr.č.12 - Štěpkovač Maestro
- Obr.č.13 - Zahradní štěpkovač
- Obr.č.14 - Model zařízení
- Obr.č.15 - Schéma frézovacího štěpkovacího mechanismu

Obr.č.16 – Rám
Obr.č.17 – Rám s košem
Obr.č.18 - Štěpkovač
Obr.č.19 - Násypka
Obr.č.20 - Vypínač
Obr.č.21 - Spínač
Obr.č.22 - Schéma zařízení
Obr.č.23 - Schéma klínového převodu
Obr.č.24 - Rozestup mezi řemenicemi
Obr.č.25 - Výpočet délky řemene v rovině neutrálních vláken
Obr.č.26 - Rozsah osově vzdálenosti
Obr.č.27 - Schéma napínání řemene
Obr.č.28 - Napínání klínového řemene
Obr.č.29 - Spojení pomocí těsného pera
Obr.č.30 - Profil drážkování
Obr.č.31 - Otláčení boků zubů a drážek
Obr.č.32 - Průběh zatížení na hřídeli
Obr.č.33 - Hřídel
Obr.č.34 - Válečkové ložisko
Obr.č.35 - Osa přítlačné desky
Obr.č.36 - Přítlačný šroub

Seznam tabulek

Tab.č.1 - Technické parametry štěpkovače Kudlanka
Tab.č.2 - Technické parametry štěpkovače Maestro
Tab.č.3 - Průměrné hodnoty mechanických vlastností dřevin
Tab.č.4 - Technické parametry štěpkovače Viking GE 103
Tab.č.5 - Technické parametry elektromotoru
Tab.č.6 - Technické parametry šnekové převodovky
Tab.č.7 - Technické parametry řemenového klínového převodu
Tab.č.8 - Normalizované velikosti průměrů řemenic
Tab.č.9 - Výpočtové délky řemene

Seznam příloh

1 - výkresová dokumentace
2 - datový nosič CD